

GEAR TRAIN STRUCTURE OF ENGINE

Patent Number: JP8014058

Publication date: 1996-01-16

Inventor(s): KUMANO SHOHEI; others: 03

Applicant(s): MAZDA MOTOR CORP

Requested Patent: ☐ JP8014058

Application Number: JP19940147716 19940629

Priority Number(s):

IPC Classification: F02B67/04; F01L1/02; F02B77/00; F02M39/02; F16H1/06

EC Classification:

Equivalents:

Abstract

PURPOSE: To reduce the generation of clacking noise between gears owing to the angular velocity fluctuation of a pulley and twist resonance of a rotary shaft occasioned by a torque fluctuation.

CONSTITUTION: The gear train structure of an engine comprises a first gear 3 to which a drive force is transmitted from a crank shaft; a second gear 10 engaged with the first gear 3 to exert a drive force thereon and having a load; a first rotary body 20 approaching the second gear 10 and pivotally supported thereat and fixed on the same rotary shaft; a second rotary body 50 to which a drive force is transmitted from the first rotary body 20; and a stretching member 70 run around and between the first and second rotary bodies 20 and 50. The first rotary body 20 is provided with a means to absorb the fluctuation of the rotation direction of at least one of the first rotary body 20 and the rotary shaft.

Data supplied from the esp@cenet database - I2

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平8-14058

(43) 公開日 平成8年(1996)1月16日

(51) IntCl. ⁶	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
F 0 2 B 67/04	A			
F 0 1 L 1/02	E			
F 0 2 B 77/00	B			
F 0 2 M 39/02	A			
F 1 6 H 1/06				

審査請求 未請求 請求項の数11 O L (全 7 頁)

(21) 出願番号 特願平6-147716

(22) 出願日 平成6年(1994)6月29日

(71) 出願人 000003137

マツダ株式会社

広島県安芸郡府中町新地3番1号

(72) 発明者 熊野 昌平

広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内

(72) 発明者 森実 健一

広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内

(72) 発明者 崎本 正嗣

広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内

(74) 代理人 弁理士 大塚 康徳 (外1名)

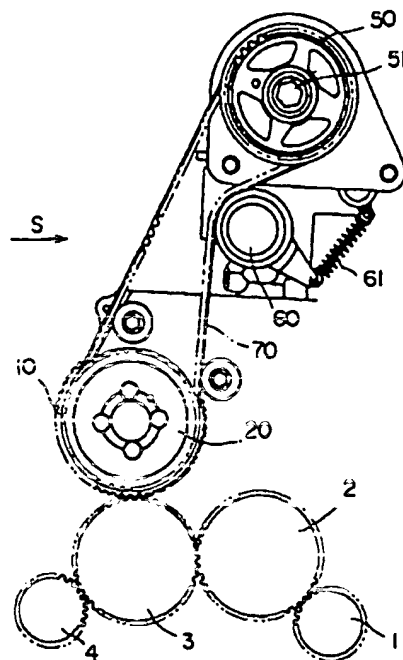
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 エンジンのギヤトレイン構造

(57) 【要約】

【目的】 トルク変動に起因するブーリの角速度変動や回転軸のねじり共振によりギヤ間に発生する歯打ち音を低減するエンジンのギヤトレイン構造を提供する。

【構成】 クランク軸から駆動力が伝達される第1のギヤ3と、第1のギヤ3と歯合して駆動力を付与されると共に、負荷を有する第2のギヤ10と、第2のギヤ10に近接して軸支され、同一の回転軸に固定された第1の回転体20と、第1の回転体20から駆動力を伝達される第2の回転体50と 第1と第2の回転体20、50とを巻設する張設部材70とを備えるエンジンのギヤトレイン構造であって、第1の回転体20に、第1の回転体20及び回転軸の少なくとも一方の回転方向の変動を吸収する手段を設けたことを特徴とするエンジンのギヤトレイン構造。



〔特許請求の範囲〕

〔請求項1〕 クランク軸から駆動力が伝達される第1のギヤと、該第1のギヤと歯合して駆動力を付与されると共に、負荷を有する第2のギヤと、該第2のギヤに近接して軸支され、同一の回転軸に固定された第1の回転体と、該第1の回転体から前記駆動力を伝達される第2の回転体と、前記第1と第2の回転体とを巻装する張設部材とを備えるエンジンのギヤトレイン構造であって、前記第1の回転体に、該第1の回転体及び前記回転軸の少なくとも一方の回転方向の変動を吸収する手段を設けたことを特徴とするエンジンのギヤトレイン構造。

〔請求項2〕 前記第1の回転体の回転方向の変動とは、前記第2の回転体のトルク変動に基づく前記第1の回転体の角速度変動であることを特徴とする請求項1に記載のエンジンのギヤトレイン構造。

〔請求項3〕 前記回転軸の変動とは、前記第2のギヤの負荷に基づいて該第2のギヤの回転軸に発生するねじり共振であることを特徴とする請求項1に記載のエンジンのギヤトレイン構造。

〔請求項4〕 前記第2のギヤは、プランジャ圧送式燃料噴射ポンプを駆動する軸に軸着されることを特徴とする請求項1乃至請求項3のいずれか1項に記載のエンジンのギヤトレイン構造。

〔請求項5〕 前記第1の回転体は、前記クランク軸から前記第2のギヤを介して駆動力が伝達されるインナブリーと、前記張設部材が巻回されるアウトブリーとを有し、前記変動を吸収する手段は、前記インナブリーとアウトブリーの両方に接続されることを特徴とする請求項1乃至請求項3のいずれか1項に記載のエンジンのギヤトレイン構造。

〔請求項6〕 前記インナブリーとアウトブリーは、該インナブリーとアウトブリーとを連動させるために該ブリー間の相対的な回転範囲を規定するストッパ部材を有することを特徴とする請求項5に記載のエンジンのギヤトレイン構造。

〔請求項7〕 前記インナブリーとアウトブリーとは、ニードルベアリングを介して前記回転範囲において摺動自在に嵌合することを特徴とする請求項6に記載のエンジンのギヤトレイン構造。

〔請求項8〕 前記変動を吸収する手段は、弾性を有する部材から形成されることを特徴とする請求項5に記載のエンジンのギヤトレイン構造。

〔請求項9〕 前記弾性を有する部材の弾性係数は、前記第2のギヤの負荷に基づく共振周波数を減衰する値に設定されることを特徴とする請求項8に記載のエンジンのギヤトレイン構造。

〔請求項10〕 前記第2の回転体は、カムシャフトを駆動するカムブリーで、前記張設部材は、エンドレスなタイミングベルトであることを特徴とする請求項1乃至請求項3のいずれか1項に記載のエンジンのギヤトレイ

ン構造。

〔請求項11〕 前記張設部材は、チェーンであることを特徴とする請求項1乃至請求項3のいずれか1項に記載のエンジンのギヤトレイン構造。

〔発明の詳細な説明〕

〔0001〕

〔産業上の利用分野〕 本発明は、エンジンのギヤトレイン構造に関するものである。

〔0002〕

〔従来の技術〕 一般的なクランク軸からギヤを介して駆動力を伝達するギヤトレイン構造において、従来からギヤ同士の噛み合いによって生じる騒音（ギヤノイズ）が問題となっている。この予防策として従来から採用されているギヤノイズを低減する方法として、以下に示す5つの対策がなされている。即ち、

①チッカギヤ等によりギヤの歯面精度を向上させ、歯と歯の衝突のバラツキを小さくする。

〔0003〕 ②フリクションギヤやシザーズギヤを付加することによってバックラッシュを低減する。

③ギヤ同士の噛み合い率を上げる。

④高い減衰能を有する部材を用いる。

⑤ギヤのリブからハブまでの距離、即ち、振動が伝達される経路を長くする。

〔0004〕 このような従来のエンジンのギヤトレイン構造として、例えば、特開昭56-154109号公報に開示されているように、噴射ポンプが、歯車とクランク伝動装置を介してクランク軸から駆動力を伝達され、カム軸が、歯付きベルト伝動装置を介して噴射ポンプから駆動力を伝達される構造において、歯付きベルト伝動装置を噴射ポンプからの角速度変動を減衰するベルトとしたものが提案されている。

〔0005〕 また、実開平2-72303号公報に開示されているように、アイドルギヤの一側面に、円環状のフリクションギヤと、このフリクションギヤをアイドルギヤの一側面に押圧するバネ部材とからなるノーバックラッシュギヤを夫々設けたものが提案されている。

〔0006〕

〔発明が解決しようとする課題〕 しかしながら、上記のように構成される各従来例において、特開昭56-154109号公報に開示された技術では、ベルトの共振により逆に角速度変動を増幅させてしまう問題がある。また、実開平2-72303号公報に開示された技術では、バックラッシュを小さくして、角速度変動による歯と歯の衝撃を低減するものであるが、コストの割りに多少の角速度変動の低減しか望めないという問題がある。

〔0007〕 従って、本発明のエンジンのギヤトレイン構造は、上記の事情に鑑みてなされたものであり、その目的とするところは、トルク変動に起因する回転軸の角速度変動やねじり共振によりギヤ間に発生する歯打ち音を低減するエンジンのギヤトレイン構造を提供すること

である。

〔0008〕

〔課題を解決するための手段〕上述の課題を解決し、目的を達成するために、本発明のエンジンのギヤトレイン構造は、クランク軸から駆動力が伝達される第1のギヤと、該第1のギヤと歯合して駆動力を付与されると共に、負荷を有する第2のギヤと、該第2のギヤに近接して軸支され、同一の回転軸に固定された第1の回転体と、該第1の回転体から前記駆動力を伝達される第2の回転体と、前記第1と第2の回転体とを巻装する張設部材とを備えるエンジンのギヤトレイン構造であって、前記第1の回転体に、該第1の回転体及び前記回転軸の少なくとも一方の回転方向の変動を吸収する手段を設けたことを特徴としている。

〔0009〕また、好ましくは、前記第1の回転体の回転方向の変動とは、前記第2の回転体のトルク変動に基づく前記第1の回転体の角速度変動であることを特徴としている。また、好ましくは、前記回転軸の変動とは、前記第2のギヤの負荷に基づいて該第2のギヤの回転軸に発生するねじり共振であることを特徴としている。

〔0010〕また、好ましくは、前記第2のギヤは、ブランジャ圧送式燃料噴射ポンプを駆動する軸に軸着されることを特徴としている。また、好ましくは、前記第1の回転体は、前記クランク軸から前記第2のギヤを介して駆動力が伝達されるインナブリーと、前記張設部材が巻回されるアウトブリーとを有し、前記変動を吸収する手段は、前記インナブリーとアウトブリーの両方に接続されることを特徴としている。

〔0011〕また、好ましくは、前記インナブリーとアウトブリーは、該インナブリーとアウトブリーとを運動させるために該ブリー間の相対的な回転範囲を規定するストッパ部材を有することを特徴としている。また、好ましくは、前記インナブリーとアウトブリーとは、ニードルベアリングを介して前記回転範囲において摺動自在に嵌合することを特徴としている。

〔0012〕また、好ましくは、前記変動を吸収する手段は、弾性を有する部材から形成されることを特徴としている。また、好ましくは、前記弾性を有する部材の弾性係数は、前記第2のギヤの負荷に基づくねじり共振周波数を減衰する値に設定されることを特徴としている。また、好ましくは、前記第2の回転体は、カムシャフトを駆動するカムブリーで、前記張設部材は、エンドレスなタイミングベルトであることを特徴としている。

〔0013〕また、好ましくは、前記張設部材は、チェーンであることを特徴としている。

〔0014〕

〔作用〕以上のように、この発明に係わるエンジンのギヤトレイン構造は構成されているので、第1の回転体に、第2の回転体のトルク変動に基づく角速度変動及び第2のギヤの回転軸に発生するねじり共振を吸収する手

段を設けたことによって、第1のギヤと第2のギヤに発生するギヤ同士の歯打ち音を低減することができる。

〔0015〕また、第1の回転体は、クランク軸から第2のギヤを介して駆動力が伝達されるインナブリーと、張設部材が巻回されるアウトブリーとを有し、インナブリーとアウトブリーは、インナブリーとアウトブリーとを運動させるためにブリー間の相対的な回転範囲を規定するストッパ部材を有することによって、角速度変動やねじり共振を効果的に吸収すると共に、変動を吸収する手段の変形による燃料噴射とバルブの開閉タイミング等のズレを抑えることができる。

〔0016〕

〔実施例〕以下に本発明の実施例につき、添付の図面を参照して詳細に説明する。図1は、本発明に基づく実施例のエンジンのギヤトレイン構造を示す正面図である。

また、図2は、図1のギヤトレイン構造の一部を矢視S方向から見た図である。図1、図2に示すように、一例として示すギヤトレイン構造は、不図示のクランク軸から駆動力を付与されるクランクシャフトタイミングギヤ（以下、タイミングギヤと称する）1、タイミングギヤ1に連動するよう軸支されたアイドルギヤ2、同じくアイドルギヤ2に連動するアイドルギヤ3、アイドルギヤ3に連動するバキュームポンプギヤ4及び燃料噴射ポンプギヤ（以下、FIPギヤと称する）10、FIPギヤ10と回転軸を同一とするFIPブリー20、タイミングベルト70を介してFIPブリー20から駆動力を伝達されるカムシャフト駆動用ブリー50、タイミングベルト70に一定の張力を付与するアイドル60からなる一般的な自動車のエンジン部分のギヤトレイン構造である。アイドルギヤ2及び3は、夫々所定のギヤ比が設定されており、タイミングギヤ1から伝達される回転数を変換し、所定のタイミングでバキュームポンプギヤ4やFIPギヤ10に伝達するために設けられるギヤである。

〔0017〕アイドルギヤ3と噛み合って連動するFIPギヤ10には、その回転軸が同一となるように軸着されるFIPブリー20が取付けボルト11a～11dで固定されている。即ち、FIPブリー20は、FIPギヤ10と共に回転するブリーである。カムシャフト駆動用ブリー50は、取付けボルト52によってカムシャフト51に軸着され、タイミングベルト70を介してFIPブリー20から回転力を供給される。

〔0018〕アイドル60は、軸受け62によってタイミングベルト70に回転自在に当接し、一定の張力を付与する張力調整機構の働きを有しており、バネ61によって張力を調整できる。

<FIPブリーの構成>次に、図3、図4を参照して、FIPブリー20の構成について説明する。図3は、FIPブリーの詳細を示す正面図である。また、図4は、図3のX-X矢視断面図である。図3、図4において、

10

20

30

40

50

本実施例のFIPブリー20は、内側部分を構成するインナブリー20aと外側部分を構成するアウトブリー20bとを備えるもので、両者は互いに周方向に所定角度だけ相対的に摺動可能に嵌合されている。インナブリー20aのボス部には、4つの固定用ボルト穴26a~26dが形成され、後述の図5のようにボルト11a~11dによってFIPギヤ10が取付けられる。一方、アウトブリー20bには、タイミングベルト用歯形部25が形成され、タイミングベルト70が巻回される。

【0019】また、アウトブリー20bにおいて、FIPギヤ10が取付けられる側とは反対側の開口部には、ブリーの径方向に延設された拉径部20cが形成されており、その対応する位置にあるインナブリーの周辺縁部とにより周方向の溝部が形成される。この溝部には、弾性を有するゴム等で構成された円環状の弾性部材22が着装されている。また、この弾性部材22は、その内周部とインナブリー接着部23、その外周部とアウトブリー接着部24とが夫々固定用接着剤によって固定されている。また、図3に示すように、インナブリーとアウトブリーとの摺動面においては、インナブリーに形成された凸部21と、アウトブリーに形成された凹部27とが所定の隙間Hを有して嵌合する。この隙間は、燃料噴射ポンプの噴射タイミングとバルブの開閉タイミングとが大幅にずれないように約2ミリ程度の隙間としている。

【0020】＜角速度変動吸収手段による減衰作用＞次に、図3、図4に示したFIPブリーの構成による角速度変動及び振れ共振の減衰作用について説明する。

（角速度変動の減衰）一般的に、騒音の原因となるギヤ同士の歯打ち音は、カムシャフト回転中のバルブの押し上げ及び押し下げ時のシャフトに発生するトルク変動による角速度変動が原因となっている。図9は、カムシャフトとFIPブリーのトルク変動値をエンジン回転数で表した図である。図9において、カムシャフトでのトルク変動値はエンジン回転数の変化に係わらず略一定なのに対し、FIPブリーでのトルク変動は、エンジン回転数の増加に伴って増大していく。これは、エンジン回転数が高くなるに従って、カムシャフトからトルク変動が伝達されるのに加えて、燃料噴射ポンプを駆動するための負荷が増大していくためである。しかしながら、FIPギヤでの歯打ち音は、エンジンの所定の回転数を境にエンジンからの騒音に打ち消されてしまう。即ち、エンジンからの騒音よりもFIPギヤからの歯打ち音の方が高いエンジンの回転域において、トルク変動を低減することができれば、FIPギヤからの騒音を低減することができる。図5は、FIPブリー20にFIPギヤ10を取付けた場合の全体図である。図5において、先ず、クランク軸から伝達される駆動力は、FIPギヤ10を介してインナブリー20aに伝達される。すると、インナブリー20aは、ギヤ10から付加されるトルクによってアウトブリーに対して相対的に回転すると共に、イ

ンナブリーの回転にともなって図4に示す弾性部材22が周方向に弾性変形する。この弾性部材による弾性変形を利用してFIPギヤからFIPブリーに伝達される角速度変動を減衰する。即ち、弾性体が、角速度変動の吸収手段の機能を果たしている。また、FIP駆動軸の角速度変動は、カムシャフト駆動用ブリーとFIPブリーに張設されたタイミングベルトから伝達されるベルトの共振周波数により更に増幅されるので、弾性体の変形によって、このベルトの共振周波数も減衰させている。

【0021】弾性部材の変形量は、インナブリーのアウトブリーに対する相対的な回転角となり、図3、図4で説明したようにインナブリーとアウトブリーとの摺動面に形成されたストップ部材の隙間の分だけ相対的に回転することになる。本実施例の弾性体は、ゴムなどの材料で構成されているので、ある所定値以上のトルクが付加されると（剛性の限界値を超えると）破壊するか又はインナ、アウトの夫々の接着部分が剥がれてしまうことになる。従って、ストップ部材によって破壊あるいは剥がれを防止しているのである。図6は、角速度変動の吸収手段を設けることによる角速度変動の減衰作用を示す図である。図6から明らかなように、弾性体を設けることによってFIPブリーからFIPギヤに伝達される角速度変動を減衰すると共に、カムブリーとFIPブリーに張設されたベルトの共振周波数を減衰する。

【0022】（振れ共振の減衰）一方、図5に示すように、燃料噴射ポンプ駆動軸12は、軸長が比較的長く、軸の回転中心に対して偏心した位置（回転中心から遠い位置）にFIPブリーの駆動抵抗が付加される構造である。従って、FIPギヤに駆動力が伝達されると、ギヤを軸支しているFIP駆動軸にねじり応力が作用し、この応力によって軸が加振されねじり共振現象を引き起こす。図10は、カムシャフトとFIPブリーの角速度変動値をエンジン回転数で表した図である。図10において、カムシャフトとFIP駆動軸で角速度変動値が最大となる点（エンジン回転数が約2300rpm~2500rpm）が、夫々のねじり共振点である。ここで、カムシャフトとFIP駆動軸とで、ねじり共振点が僅かにずれているのは、カムブリーとFIPブリーとに張設されているタイミングベルトの共振周波数が、FIP駆動軸側に伝達されるためである。図7は、FIP駆動軸における任意の10箇所（P1~P10）をとり、各点に作用する角変位の分布を示す図である。図7において、FIP駆動軸の振れ共振は、図中の点Yを境界点として発生し、FIPギヤから遠ざかる程（図17中のP10に行くほど）その振幅は大きくなる。従って、FIPブリーに設けられた角速度変動吸収手段としての弾性体及びストップ部材は、このねじり共振とタイミングベルトの共振周波数とを減衰させるのである。

【0023】（弾性体の弾性係数の設定）図8は、FIP駆動軸の振れ共振周波数をその軸の回転数により表し

た図である。図8において、弾性体の弾性係数は、FIP駆動軸の回転数が最大となるとき(点A)の振れ共振周波数約200Hz以上の周波数を減衰するように設定する必要がある。即ち、図10での振れ共振の発生する角速度変動が最大となる回転数である点Aと図示の直線との交点A'における周波数以上の共振周波数を減衰することが必要となる。しかしながら、この場合FIP駆動軸とFIPとの接続部である円筒状のフェイスカム面13(図5参照)での慣性モーメントを高めることによって振れ共振周波数を低下させることができるので、この作用を利用してフェイスカム面での慣性モーメントを現状の約2倍に設定すると、振れ共振周波数は166Hzにより近づいた値となる。即ち、図10で振れ共振の発生する角速度変動が最大となる回転数での共振周波数166Hz(エンジン回転数が約2500rpmとなる点)に近づけることができる。よって、150Hz~200Hzの間で、ねじり共振周波数の減衰作用が発揮されるように弾性体のバネ定数(ゴムの硬さ)を設定するのである。

〔0024〕<実施例の効果>上述した実施例の構造では、クランク軸に対して最も先端部に相当し、且つ加振力を受けるギヤに弾性部材で構成された角速度変動の吸収手段を設けることによって、角速度変動により発生するギヤノイズを低減することができる。また、弾性部材は、弾性によって変形できうる所定の許容角度まで角速度の変動を吸収し、且つ弾性部材の弾性係数を駆動軸の振れ共振周波数に適合するように設定することによって、軸の角変位が許容角度以下の場合には、弾性部材が角速度変動や振れ共振周波数を低減(減衰)し、許容角度以上となる場合には、ストッパ部材によりそれ以上のブリーの回転を禁止し、弾性部材の破壊を防止できる。

〔0025〕即ち、本実施例のエンジンのギヤトレイン構造によれば、トルク変動に起因する回転軸の角速度変動やねじり共振によりギヤ間に発生する歯打ち音を低減することができる。尚、本発明は、その趣旨を逸脱しない範囲で上記実施例を修正又は変形したものに適用可能である。例えば、本実施例ではクランク軸に対して最も先端部に相当する加振力を受けるギヤをFIPギヤとしたが、それ以外でのギヤの歯打ち音が発生するところに本実施例の構成を用いてもよい。

〔0026〕

〔発明の効果〕以上説明のように、本発明のエンジンのギヤトレイン構造によれば、第1の回転体に、第2の回転体のトルク変動に基づく角速度変動及び第2のギヤの

回転軸に発生するねじり共振を吸収する手段を設けたことによって、第1のギヤと第2のギヤに発生するギヤ同士の歯打ち音を低減することができる。

〔0027〕また、第1の回転体は、クランク軸から第2のギヤを介して駆動力が伝達されるインナブリーと、張設部材が巻回されるアウトブリーとを有し、インナブリーとアウトブリーは、インナブリーとアウトブリーとを連動させるためにブリー間の相対的な回転範囲を規定するストッパ部材を有することによって、角速度変動やねじり共振を効果的に吸収すると共に、変動を吸収する手段の変形による燃料噴射とバルブの開閉タイミング等のズレを抑えることができる。

〔図面の簡単な説明〕

〔図1〕本発明に基づく実施例のエンジンのギヤトレイン構造を示す正面図である。

〔図2〕図1のギヤトレイン構造の一部を矢視S方向から見た図である。

〔図3〕FIPブリーの詳細を示す正面図である。

〔図4〕図3のX-X矢視断面図である。

〔図5〕FIPブリーにFIPギヤを取付けた場合の全体図である。

〔図6〕角速度変動の吸収手段を設けることによる角速度変動の減衰作用を示す図である。

〔図7〕FIP駆動軸の任意の10箇所において、夫々の場所に作用する角変位を示す図である。

〔図8〕振れ共振周波数をFIP駆動軸の回転数で表した図である。

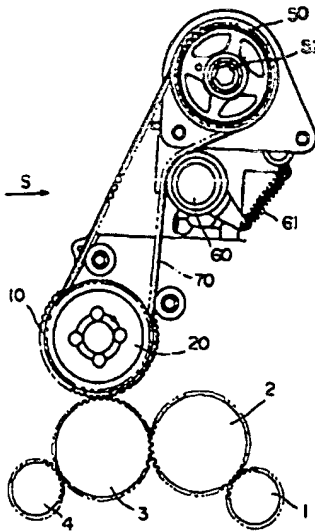
〔図9〕カムシャフトとFIPブリーのトルク変動値をエンジン回転数で表した図である。

〔図10〕カムシャフトとFIPブリーの角速度変動値をエンジン回転数で表した図である。

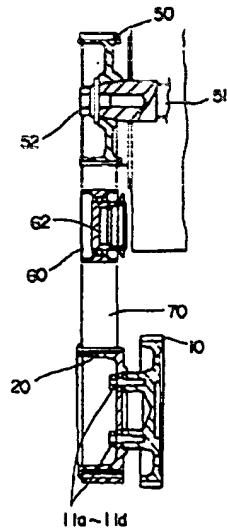
〔符号の説明〕

1…クランク軸タイミングギヤ、2、3…アイドルギヤ、4…バキュームポンプギヤ、10…燃料噴射ポンプ駆動用ギヤ、11a~11d…FIPブリー取付けボルト、12…燃料噴射ポンプ駆動軸、20…FIPブリー、21…インナブリー凸部(ストッパ部材)、22…角速度変動吸収手段、23…インナブリー接着部、24…アウトブリー接着部、25…タイミングベルト用歯形部、27…アウトブリー凹部(ストッパ部材)、50…カムシャフト駆動用ブリー、60…アイドル、70…タイミングベルト。

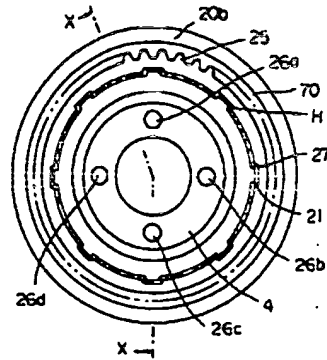
【図1】



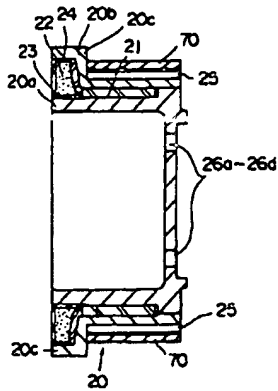
【図2】



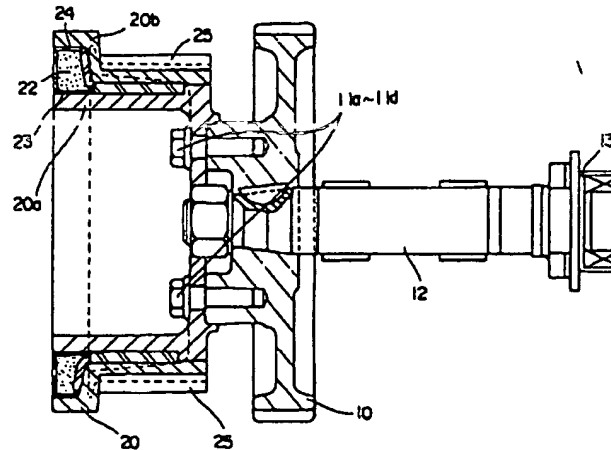
【図3】



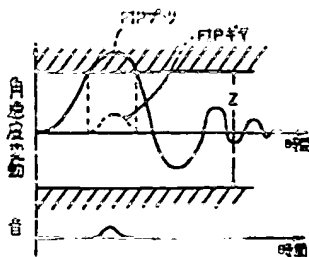
【図4】



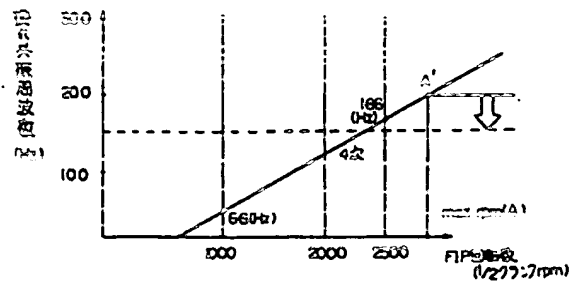
【図5】



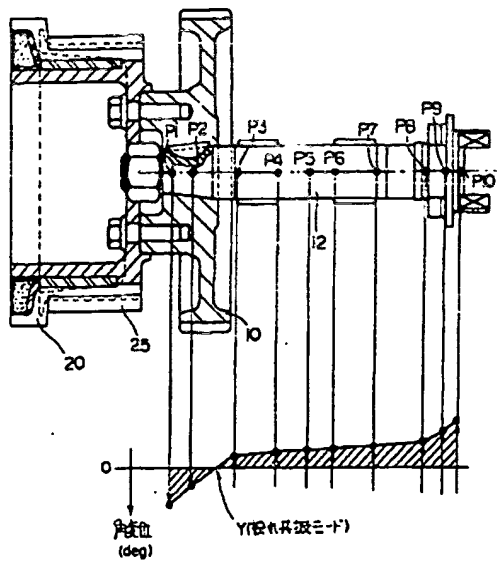
【図6】



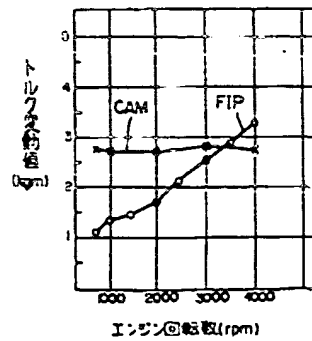
【図8】



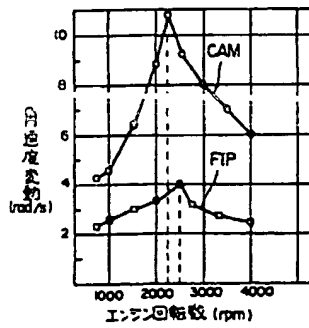
【図7】



【図9】



【図10】



フロントページの続き

(72)発明者 柴川 学

広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ
株式会社内